

Teemu Vaksila

HYDRAULIPURISTIMEN MUUTOSTEN SUUNNITTELU

Opinnäytetyö

CENTRIA AMMATTIKORKEAKOULU

Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma

Huhtikuu 2013

TIIVISTELMÄ OPINNÄYTETYÖSTÄ

Yksikkö Kokkola-Pietarsaari	Aika Huhtikuu 2013	Tekijä/tekijät Teemu Vaksila
Koulutusohjelma Kone- ja tuotantotekniikka		
Työn nimi Hydraulipuristimen muutosten suunnittelu		
Työn ohjaaja Mika Kumara		Sivumäärä 35+11
Työelämäohjaaja Timo Pöppönen		
<p>Tämän opinnäytetyön tarkoituksena oli suunnitella hydraulipuristimen muutokset Boliden Kokkola Oy:lle. Puristin on ollut käytössä jo vuosikymmeniä, ja siitä on ajan kuluessa paljastunut muutamia heikkouksia. Alkuperäiseen puristimeen on tehty vuosien varrella muutoksia, mutta puutteita löytyy vieläkin. Tässä työssä keskityttiin tärkeimpiin ongelmakohtiin ja rajattiin ne selkeästi jo suunnitteluvaiheen alussa.</p> <p>Puristimen suurimmaksi ongelmaksi on muodostunut ohjainten rikkoutuminen massiivisen paininlevyn sekä puutteellisten rajoittimien vuoksi. Työssä kehitettiin ratkaisu, joka vastaa moneen ongelmaan yhtä aikaa. Ratkaisu siirtää kannateltavan massan pois rikkoutuvilta ohjaimilta sekä poistaa puutteellisista rajoittimista ohjaimiin aiheutuvan väännön. Työssä tutkittiin lisäksi hydraulisylinterin suuresta koosta aiheutuvia ongelmia.</p> <p>Työssä päästiin toivottuihin lopputuloksiin vaaditussa aikataulussa. Kaikki suunnittelun alussa ideoidut muutokset eivät olleet käytännön kannalta järkeviä toteuttaa, mutta kaikkiin ongelma-kohtiin saatiin ratkaisut.</p>		
Asiasanat elektrolyysi, hydraulipuristin, hydraulisylinteri		

ABSTRACT

UNIT Kokkola-Pietarsaari	Date April 19	Author Teemu Vaksila
Degree programme Mechanical and Production Engineering		
Name of thesis Designing changes for a hydraulic press		
Instructor Mika Kumara		Pages 35+11
Supervisor Timo Pöppönen		
<p>The purpose of this thesis was to design changes for a hydraulic press to Boliden Kokkola Oy. The press has been in use for more than decades and a few weaknesses have been revealed over time. Modifications have been done to the original press, but weaknesses can still be found. This thesis focused on the most important problems which were clearly defined at the beginning of the design phase.</p> <p>The main problem of this press has been revealed to be unsustainable guide taps. These guides will break because of the massive pressing plate and inadequate stoppers. During the thesis work a solution was developed which solves multiple problems at the same time. The solution includes some new parts that help the guides to sustain better. These new parts will also support the mass which otherwise will strain the guides. Solution also removes the torsion force from guides which resulted from the inadequate stoppers. Problems caused by a massive hydraulic cylinder were also analyzed in this thesis.</p> <p>The desired results were reached in the required schedule. All the changes that were brainstormed at the beginning of the planning stage were not practical to implement, but all the problematic issues received solutions.</p>		
Key words electrolysis, hydraulicpress, hydraulicsylinder		

TIIVISTELMÄ
ABSTRACT
SISÄLLYS

1 JOHDANTO	1
2 BOLIDEN KOKKOLA OY	2
2.1 Elektrolyysi	3
2.2 Anodihuoltokone	4
3 ANODILEVYN PURISTIN	5
3.1 Runko	5
3.2 Paininlevyt	6
3.3 Hydraulisylinteri	7
3.4 Puristimen toiminta	7
4 LUJUUSOPIN TEORIAA	9
4.1 Jännitykset	9
4.1.1 Normaalijännitys	9
4.1.2 Leikkausjännitys	11
4.1.3 Materiaalin rikkoutuminen	11
4.2 Ruuvit	14
5 NYKYISEN PURISTIMEN ONGELMAT	16
5.1 Paininlevyn suuri massa	16
5.2 Ohjainten rikkoutuminen	17
5.3 Hydraulisylinterin suuri koko	18
6 MUUTOKSET	19
6.1 Rungon muutokset	19
6.1.1 Rungon pidentäminen	19
6.1.2 Hydraulisylinteri	20
6.1.3 Sylinterin reiän suurentaminen	22
6.2 Kannatus rullakiskoille	23
6.3 Rajoitin	29
6.4 Lopullinen kokoonpano	31
6.5 Ohjausholkkien runko haponkestäväksi	32
7 TULOKSET JA POHDINTA	33
LÄHTEET	34
LIITTEET	35

KUVIOT

KUVIO 1. Sinkin tuotantoprosessi	3
KUVIO 2. Elektrolyysin allas	4
KUVIO 3. Anodilevyn puristin	5
KUVIO 4. Paininlevyn kuviointi	6
KUVIO 5. Puristimen toimintaperiaate	7
KUVIO 6. Paininlevyn rajoitin	8
KUVIO 7. Normaalijännitys	10
KUVIO 8. Normaalijännitys jakauma taivutuksessa	10
KUVIO 9. Leikkausjännitys	11
KUVIO 10. Teräksen venymäpiirros	12
KUVIO 11. Vetokoesauvoja	13
KUVIO 12. Eräitä kuusioruuveja	14
KUVIO 13. Rajoittimista aiheutuva vääntö	18
KUVIO 14. Sylinterin reikä	22
KUVIO 15. Sylinterin nostaminen pois paikaltaan	23
KUVIO 16. Rungon yläosan kiinnitys	24
KUVIO 17. Kisko painimen kannatusta varten	25
KUVIO 18. Laakeritappi	27
KUVIO 19. Kelkan kokoonpano	27
KUVIO 20. Vetotanko	28
KUVIO 21. Rajoittimet	30
KUVIO 22. Yläpään rajoittimien sijoitus	31
KUVIO 23. Lopullinen kokoonpano	32

TAULUKOT

TAULUKKO 1. Ruuvien lujuusluokat	14
TAULUKKO 2. Joidenkin metrijärjestelmän ruuvien ja muttereiden avainvälit	15
TAULUKKO 3. Excel-taulukko puristimen osista	16
TAULUKKO 4. Ruuvien vetokestävyys laskemisessa käytetyt suureet	29

1 JOHDANTO

Opinnäytetyöni käsittelee hydraulisen puristimen muutosten suunnittelua. Puristin on laite, jossa kahden puristavan pinnan väliin asetettu kappale puristetaan haluttuun muotoon. Hydraulisessa puristimessa muokkaukseen tarvittava voima saadaan hydraulisylinteristä. Tässä työssä käsitellään Boliden Kokkola Oy:n hydraulista anodilevyn puristinta. Puristimella suoritetaan elektrolyysin altaasta nostettavat lyijy-anodilevyt. Tarkoituksena oli kehittää puristinta siten, että siinä olevat heikkoudet saadaan poistettua. Suurimmaksi ongelmaksi on muodostunut paininlevyn ohjaintappien rikkoutuminen. Lisäksi työssä käsitellään hydraulisylinterin suuresta koosta aiheutuvia ongelmia sekä kaventunutta paininlevyen rakoa. Työssä keskityttiin näihin ongelmakohtiin ja muut puristimeen liittyvät toiminnot rajattiin tämän opinnäytetyön ulkopuolelle.

Suunnitelmat pyrittiin tekemään mahdollisimman yksinkertaisiksi ja taloudellisiksi. Boliden Kokkola Oy on 315 000 t:n sinkin tuotantokapasiteetillaan ja yli 500 henkilöstömäärällään Euroopan toiseksi suurin sinkkitehdas. Sen materiaali- sekä osavarastot ovat todella kattavat. Lähtökohtaisesti kaikissa uusissa rakenteissa pyritäänkin käyttämään mahdollisimman paljon yritykseltä valmiina löytyviä osia. Tällä säästetään kustannuksissa sekä helpotetaan huoltoa osien yhteensopivuudella. Puristin sijaitsee Elektrolyysi-osastolla ja siellä on vaativat korroosio-olosuhteet. Tämän vuoksi monissa paikoissa joudutaankin käyttämään perusteräksen sijaan haponkestäviä materiaaleja.

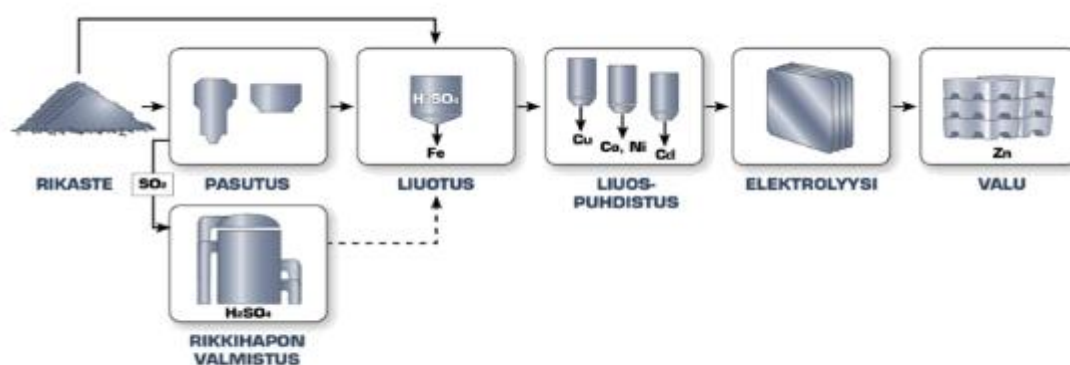
2 BOLIDEN KOKKOLA OY

Boliden Kokkola Oy on Kokkolassa toimiva sinkkitehdas. Tehtaan on perustanut Outokumpu Oy vuonna 1969. Vuonna 2004 sinkkitehtaan omistus siirtyi ruotsalaiselle Boliden AB -konsernille, jonka pääkonttori on Tukholmassa. Kokkolan sinkkitehdas on Euroopan toiseksi suurin ja maailman neljänneksi suurin sinkkitehdas. Boliden-konsernin tavoitteena on tuottaa korkealaatuisia metalleja moderniin yhteiskuntaan. Metallit ovat lopputulosta yrityksen vahvasta ydinosaamisesta tutkimuksessa, louhimisessa, sulatuksessa ja kierrättämisessä. (Boliden Oy 2012.)

Yrityksen sinkkimetallin tuotantokapasiteetti on 315 000 tonnia, johon käytetään noin 600 000 tonnia sinkkirikastetta. Henkilöstömäärä on yli 500, ja liikevoitto vuonna 2011 oli 246 miljoonaa ruotsin kruunua (MSEK). Boliden Kokkola Oy on tuottanut myös rikkihap-poa vuodesta 2010. Vuonna 2011 yrityksen rikkihapon tuotantokapasiteetti oli 302 000 tonnia. Kokkolan tehdas laajentaa jälleen toimintaansa, sillä sinkkitehtaan yhteyteen ollaan nyt rakentamassa hopean talteenottolaitosta. Sinkin raaka-aineesta tullaan tämän jälkeen saamaan talteen myynnin kannalta erittäin tärkeää ja arvokasta tuotetta, hopearikastetta. Hopean talteenottolaitos aloittaa toiminnan vuonna 2014. (Boliden Kokkola Oy 2012.)

Boliden Kokkola noudattaa toiminnassaan jatkuvaa sekä järjestelmällistä kehitystä. Tämän vuoksi se on yksi maailman kustannustehokkaimmista sinkkitehtaista. Tehtaan päätuote on SHG-sinkki, joka on todella korkealaatuista, vähintään 99,995-prosenttista sinkkiä. Lisäksi tehtaassa valmistetaan erilaisia sinkkiseoksia asiakkaiden tarpeen mukaan, jolloin seosai-neena käytetään alumiinia tai muita metalleja. (Boliden Kokkola Oy 2012a.)

Sinkin tuotantoprosessissa on neljä päävaihetta: pasutus, liuotus, elektrolyysi ja valu. Ku-viossa 1 on esitetty tuotantoprosessin kaikki eri vaiheet. Ensin sinkkirikaste pasutetaan eli poltetaan 950 °C:ssa. Tämän jälkeen pasute liuotetaan rikkihappoliuoksessa, josta saoste-taan pois rauta. Liuotuksessa syntyneestä sinkkisulfaattiliuoksesta saostetaan elektrolyysis-sä kiinteitä sinkkilevyjä, jotka sulatetaan valimon sulatusuuneissa ja valetaan sinkkihar-koiksi.



KUVIO 1. Sinkin tuotantoprosessi (Boliden Kokkola Oy 2012b)

2.1 Elektrolyysi

Boliden Kokkolan Elektrolyysi on yli 300 metriä pitkä halli, joka sisältää lähes koko pituudeltaan lasikuidusta valmistettuja altaita. Allasrivejä on 56 kappaletta, ja jokaisessa rivissä on 15 allasta. Elektrolyysin molemmissa päissä on anodihuoltokoneet, ja näiden välille sijoittuvat kuusi kappaletta sinkkikatodien irrotuskoneita. Anodien ja katodien kuljetukset hoitaa kolme kappaletta automatiikalla ohjattua siirtovaunua sekä neljä kappaletta automatiikalla ohjattua puolipukkinosturia.

Elektrolyysissä lähes puhdas sinkki erotetaan liuoksesta kiinteäksi aineeksi sähkövirran avulla. Sinkkisulfaattiliuos kiertää altaissa, joihin on sijoitettu 44 kpl katodeja eli alumiini-levyjä sekä 45 kpl anodeja eli lyijylevyjä. Kuviossa 2 on esitetty elektrolyysin allas, jossa anodit ja katodit ovat. Levyt sijoittuvat siten, että altaan päissä on anodit ja joka toinen levy on katodi. Anodien ja katodien välille johdetaan sähkövirtaa, jolloin metallinen sinkki saostuu liuoksesta katodien pinnalle. Ihanteellinen kasvuaika eli aika, jonka jälkeen katodi-levyt vaihdetaan puhtaisiin, on 36 tuntia. Kasvuajan täytyttyä katodit siirretään radio-ohjattujen nostureiden avulla siirtovaunuihin, jotka vievät ne automaattisille irrotuskoneille. Kun siirtovaunu on jättänyt täydet katodit irrotuskoneelle, se ottaa uudet eli puhtaat katodit kyytiin ja kuljettaa ne nosturille, joka taas vie katodit altaisiin.



KUVIO 2. Elektrolyysin allas (Boliden Kokkola Oy 2012c)

Anodien pintaan kertyy vähitellen mangaanisakkaa sekä muita epäpuhtauksia liuoksesta. Sakkaa kertyy erityisen paljon altaan etummaisiiin levyihin, sillä liuos virtaa altaaseen juuri näiden levyjen kohdalta. Tämän takia anodilevyt vaihdetaan 35 päivän välein. Anodit vaihdetaan samalla periaatteella kuin katodit, käyttämällä radio-ohjattua nosturia sekä siirtovaunua. Siirtovaunu kuljettaa likaiset levyt anodihuoltokoneelle ja ottaa kyytiin puhtaat levyt.

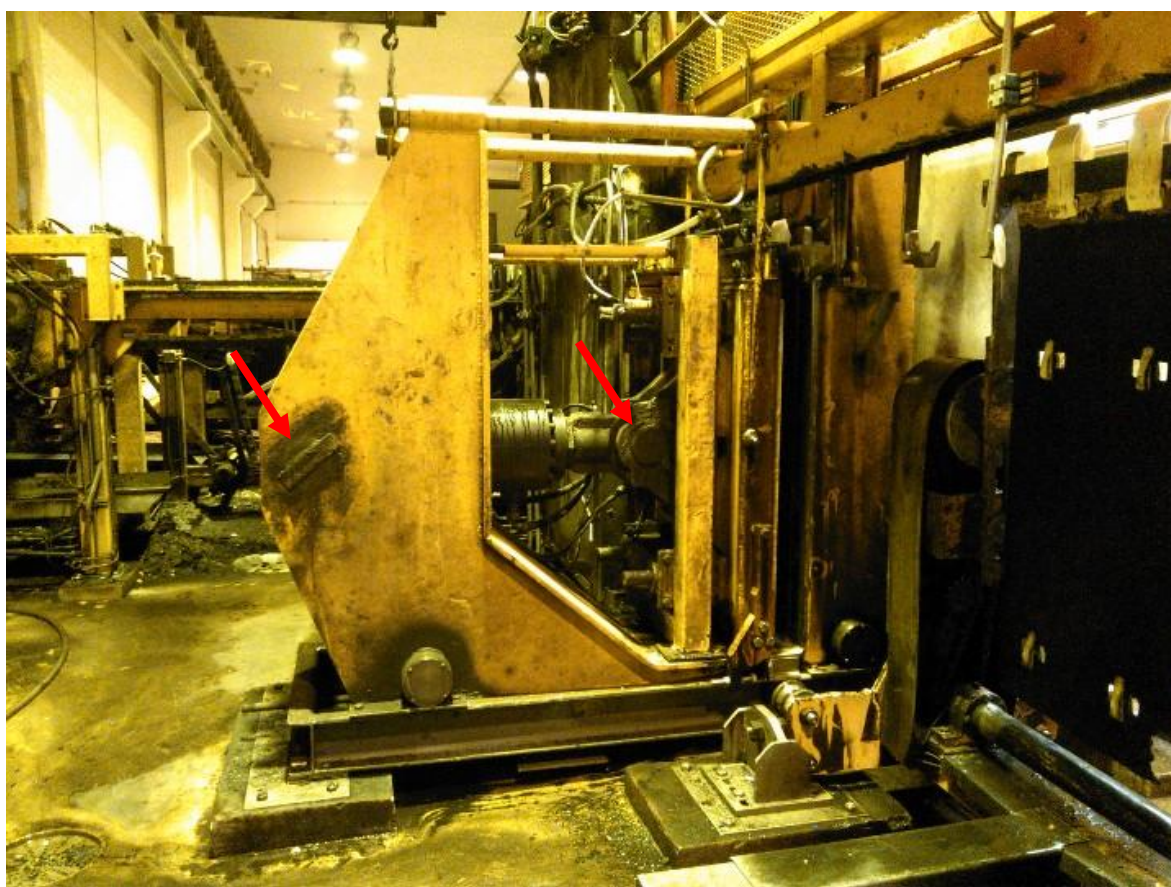
2.2 Anodihuoltokone

Anodihuoltokoneella levy kulkee koneen läpi, jonka aikana se pestään, suoristetaan ja viallisten/puuttuvien eristimien tilalle vaihdetaan uudet. Viallinen ja suuria puutteita sisältävä levy hylätään pois käytöstä. Kun levy on kulkenut huoltokoneen läpi, se siirtyy varastoon odottamaan seuraavaa altaaseen vaihtoa.

Huoltoon tullessaan levyn pinta on sakkakerroksen peittämä, ja lisäksi levy on usein mutkalla. Anodilevy liikkuu ketjukuljettimien avulla vaiheesta seuraavaan. Ensin korkeapainepesuri puhdistaa levystä epäpuhtaudet. Seuraavassa vaiheessa hydraulipuristin puristaa levyn suoraksi, ja samalla siihen painetaan levyä jäykistävä kuviointi. Kun levy on puhdas ja suoristettu, koneenkäyttäjä tarkistaa sen kunnon silmämääräisesti. Jos käyttäjä huomaa levyssä liian suuria reikiä, hän poistaa eristimet ja ohjaa levyn hylkyyn. Muussa tapauksessa hän tarkistaa eristinten kunnon ja vaihtaa tarvittaessa tilalle uudet.

3 ANODILEVYN PURISTIN

Anodilevyn puristin on hydraulinen puristin. Siinä puristetaan mekaanisesti paininlevyjen avulla anodilevy suoraksi ja samalla levyyn painetaan jäykkyyttä lisäävä kuviointi. Paininlevy aiheuttaa anodilevyyn pysyviä muodonmuutoksia, jonka seurauksena anodilevy jäykistyy ja suoristuu. Kuviossa 3 näkyy anodilevyn puristin.



KUVIO 3. Anodilevyn puristin

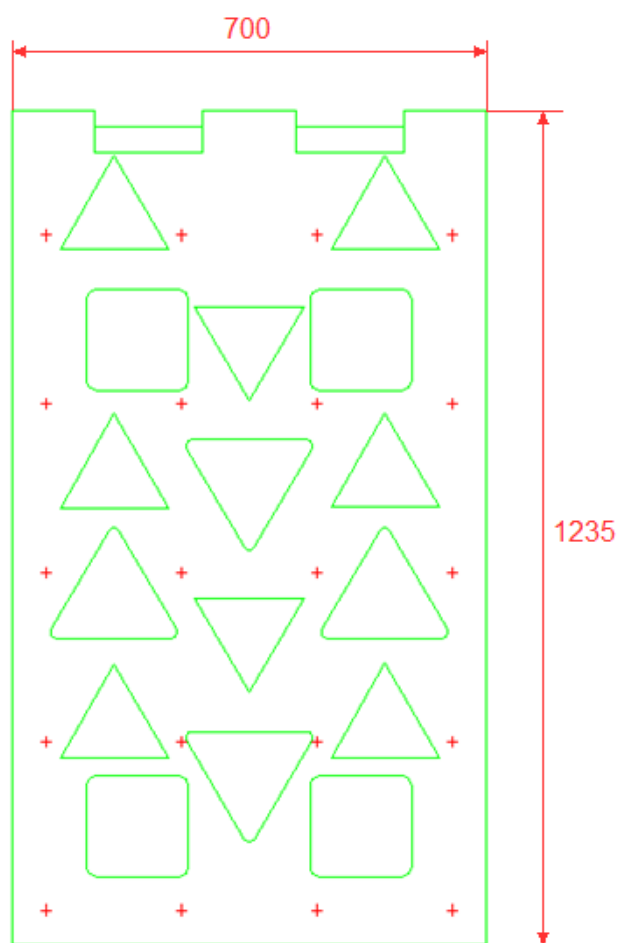
3.1 Runko

Puristimen runko on valmistettu hitsaamalla teräslevyistä. Sylinterin takapää on kiinnitetty runkoon ja toinen pää etummaiseen paininlevyyn. Kiinnitykset on osoitettu punaisilla nuolilla Kuviossa 3. Runko on laakeroitu, ja se makaa kiinteän palkkirungon päällä. Laake-

roidun rungon toisessa päässä on taaimmainen paininlevy. Tämä paininlevy on kiinteästi kiinni rungossa, johon sylinteri on kiinnitetty. Koko puristimen kokoonpano runkoineen on vapaa liikkumaan sylinterin aksiaalisessa suunnassa laakereiden varassa kiinteän palkkirungon päällä. Puristimen toiminta on esitetty luvussa 3.4.

3.2 Paininlevyt

Paininlevyt ovat (700 mm·1235 mm) kokoisia teräslevyjä. Levyissä on kuviointi, jolla saadaan aikaan pysyviä muodonmuutoksia anodilevyyn. Kuviointi koostuu kolmion ja neliön muotoisista kuvioista. Kuviot ovat vastakkain puristuvissa paininlevyissä yhdessä koholla ja toisessa upotuksena, jolloin kuviointi pääsee muodostumaan puristettavaan levyyn. Kuviossa 4 on esitetty paininlevyn kuviointi.



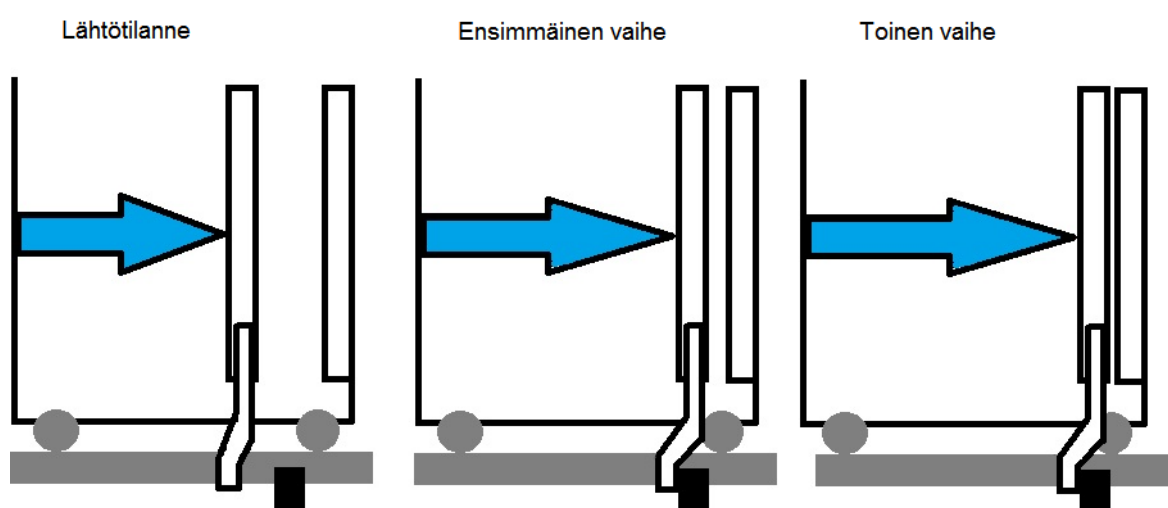
KUVIO 4. Paininlevyn kuviointi

3.3 Hydraulisylinteri

Hydraulisylinteri on mallimerkinnältään HYDORING HDS 250/180-100-20135. Sylinteri on 1-toiminen erikoisvalmistesylinteri, joka on tehty kestäämään vaikeita korroosioolosuhteita. (Hydoring 2013.) Sylinterin männän halkaisija on 250 mm, varren halkaisija 180 mm ja iskunpituus 100 mm. Sylinteri painaa 440 kg, ja siitä 200 kg tulee etummaisessa paininlevyssä olevan korvakkeen kannateltavaksi.

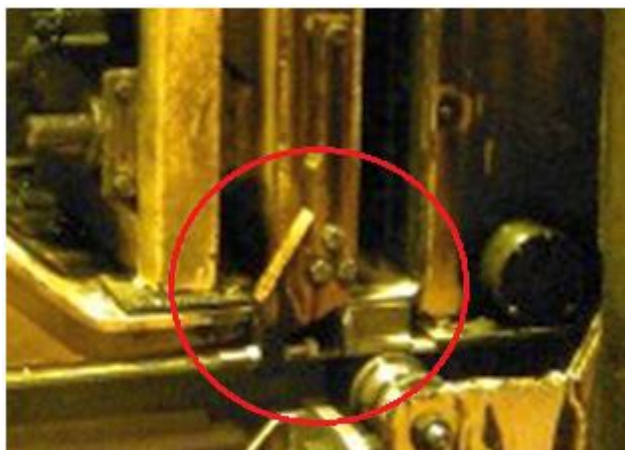
3.4 Puristimen toiminta

Puristimen toiminta perustuu kaksivaiheiseen liikkeeseen kuvion 5 mukaan. Ensin hydraulisylinteri työntää etummaisen paininlevyn anodilevyä vasten, jolloin paininlevyn alaosassa olevat rajoittimet pysäyttävät levyn. Rajoitin näkyy kuviossa 6. Rajoittimet ovat säädettäviä, jolloin ensimmäisen vaiheen työntö saadaan pysähtymään juuri anodilevyn pintaan. Kun etummaisen paininlevyn liikkuminen on estetty rajoittimilla ja sylinteri jatkaa työntöä, laakeroitu runko lähtee liikkeelle vastakkaiseen suuntaan vetäen takimmaista paininlevyä kohti puristettavaa levyä. Näin sylinterin jatkaessa työntöä tapahtuu puristus kahden paininlevyn välillä



KUVIO 5. Puristimen toimintaperiaate

Kun itse puristus on tapahtunut ja sylinterin rajapaine saavutetaan, hydraulikkapiiri aukeaa vapauttaen sylinterin paineen ja puristus loppuu. Tämän jälkeen puristin palaa lähtöasemaan mekaanisen puristusjousen avulla. Jousi sijaitsee rungon alapuolella, ja se jännittyy sitä mukaa kuin sylinteri työntää laakeroitua runkoa taaksepäin. Sylinterin vapautuessa jousi työntää rungon lähtöasemaan.



KUVIO 6. Paininlevyn rajoitin

4 LUJUUSOPIN TEORIAA

Jotta voitaisiin ymmärtää puristimen suunnittelussa käytettyjä periaatteita ja laskuja, täytyy ensin perehtyä hieman lujuusopin teoriaan. Lujuusopissa tarkastellaan kuormitusten vaikutuksia kappaleeseen ja siinä tarvitaan sekä mekaniikan että materiaaliopin tietämystä. Kuormituksen vaikutuksesta kappaleen sisällä osat kohdistavat keskenään toisiinsa voimia ja momentteja, joiden avulla kappale pysyy koossa. Lisäksi kuormitukset aiheuttavat kappaleen muotoon muutoksia. Näitä muodonmuutoksia ja jännityksiä lasketaan lujuusopissa. (Karhunen, Lassila, Pyy, Ranta, Räsänen, Saikkonen & Suosara 1993, 7.)

4.1 Jännitykset

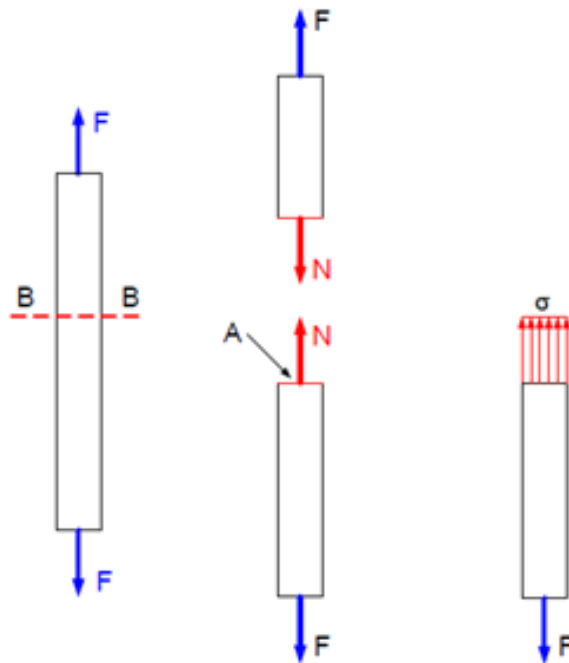
Kappaleen sisälle syntyvät voimat aiheuttavat kappaleen poikkileikkaukseen jännityksiä. Voimat aiheuttavat kahdenlaisia jännityksiä, normaalijännityksiä ja leikkausjännityksiä. Näiden yksikkönä käytetään SI-järjestelmän mukaisesti N/m^2 . Tämä on sama kuin pascal, Pa ja lujuusopissa yleisimmin käytetään sen kerrannaisia MPa ja GPa. (Karhunen ym. 1993, 10.)

4.1.1 Normaalijännitys

Päistään kuormitetun sauvan poikkileikkaukseen syntyy kohtisuora normaalivoima N , joka on tasapainoyhtälöiden mukaan yhtä suuri kuin kuormittava voima F . Syntynyt normaalivoima on kuitenkin todellisuudessa voimajakautuman yhdistystulos. Tämän jakaantuneen voiman kuormitustiheys on nimeltään normaalijännitys, ja sitä merkitään kreikkalaisella aakkosella σ . Edellä mainitut suureet ja niiden yhteydet on esitetty kuviossa 7. Normaalijännitys on yksi lujuusopin tärkeimmistä käsitteistä, ja se lasketaan normaalivoiman N sekä poikkileikkauksen pinta-alan A osamääränä. (Karhunen ym. 1993, 9.)

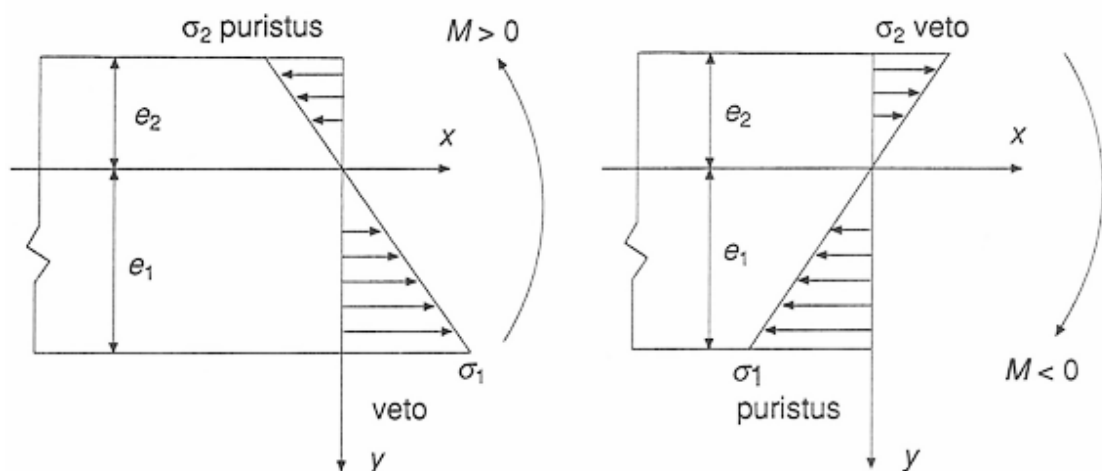
$$\sigma = \frac{N}{A}$$

NORMALIJÄNNITYS



KUVIO 7. Normaalijännitys (Lähtenmäki 2011)

Normaalijännityksiä syntyy myös taivutettaessa kappaletta. Kun kappaleeseen kohdistuu taivutusmomentti, normaalijännitykset ovat suurimmillaan kappaleen rajapinnoilla. KUVIOSTA 8 nähdään, miten taivutusmomentin suunta vaikuttaa normaalijännitysjakautumaan.

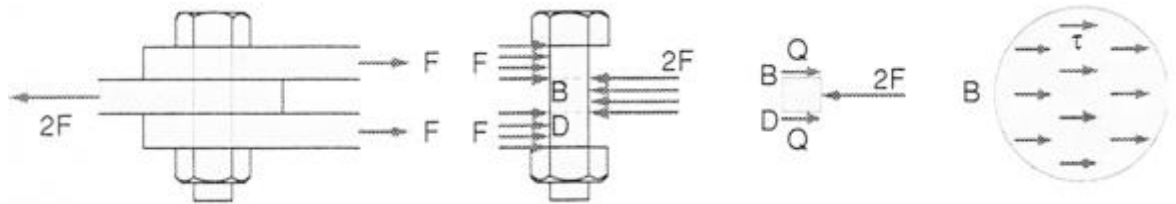


KUVIO 8. Normaalijännitysjakautuma taivutuksessa (Karhunen ym. 1993, 93)

4.1.2 Leikkausjännitys

Toinen kappaleeseen kuormituksen vaikutuksesta syntyvä jännitys on nimeltään leikkausjännitys. Yksinkertaisin tapa kuvata leikkausjännitystä on perinteinen ruuviliitos. Kuvion 9 kuormitettuun ruuviin syntyy kaksi leikkauspintaa, joiden pinta-ala on A . Näissä vaikuttaa pinnan suuntainen leikkausvoima Q . Leikkausvoima Q aiheuttaa pintaan keskimääräisen leikkausjännityksen, jota merkitään kreikkalaisella aakkosella τ . Leikkausjännitys lasketaan seuraavasta kaavasta:

$$\tau = \frac{Q}{A}$$



KUVIO 9. Leikkausjännitys (Karhunen ym. 1993, 12)

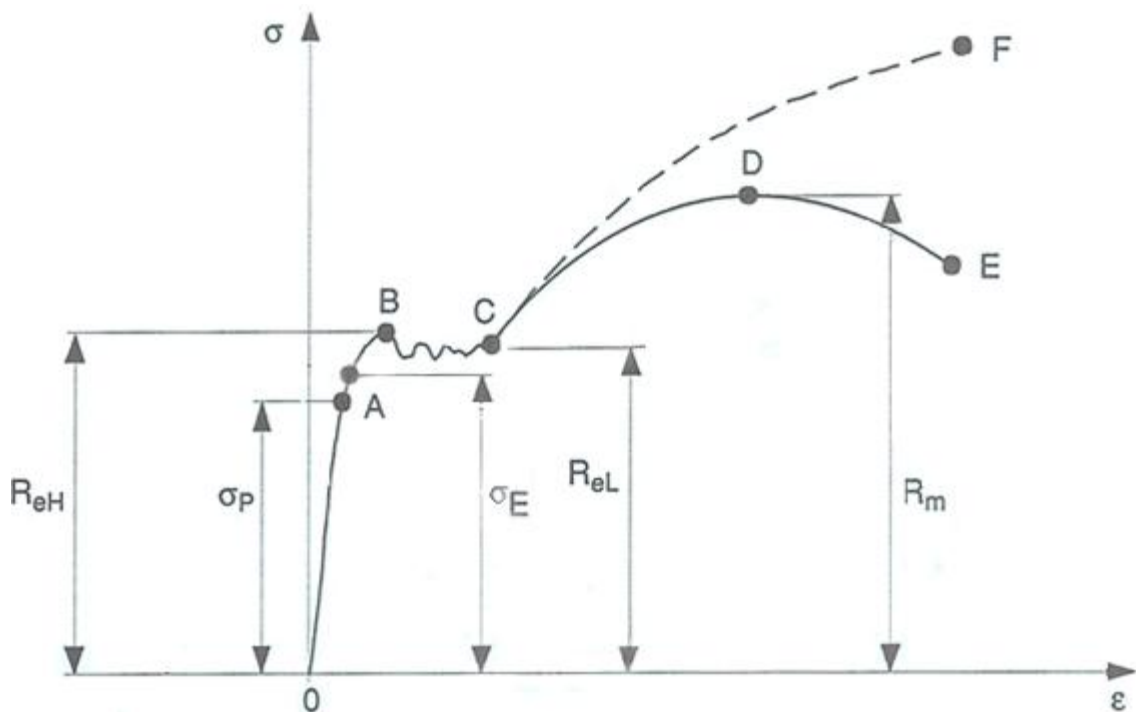
4.1.3 Materiaalin rikkoutuminen

Koska kappaleen samassa pisteessä vaikuttavia jännityksiä ei suoraan voida yhdistää min-käänlaiseen teoreettiseen vertailujännitykseen, on kehitetty erilaisia hypoteeseja tähän tarkoitukseen. Eri materiaalityypeille on tehty olettamuksia eli hypoteeseja, joiden avulla jännityksistä voidaan yhdistää mahdollisimman hyvin rikkoutumista ennustava vertailujännitys. Vakiomuodonvääristymisenergiyahypoteesissa (VMVEH) rikkoutumistapahtuman rajaksi ajatellaan materiaalin muodon tietyn määräinen vääristyminen. Tätä tapaa käytetään paljon sitkeille materiaaleille, ja tietokoneavusteiset FEM-laskentaohjelmat käyttävätkin kyseistä menettelyä. Siitä saatua vertailujännitystä kutsutaan von Mises -jännitykseksi. 3-akselisessa jännitystilassa lasketaan aluksi pääjännitykset erikseen $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$, ja näistä voidaan laskea vertailujännitys. (Karhunen ym. 1993, 307–309.)

VMVEH:n mukaan laskettu vertailujännitys voidaan laskea suoraan xyz-koordinaatiston jännityksistä, ja tämä onkin eräs syy siihen, miksi FEM-laskentaohjelmat käyttävät yleensä VMVEH:ta (Karhunen ym. 1993, 307–309). Tämä vertailujännitys voidaan laskea seuraavasta kaavasta:

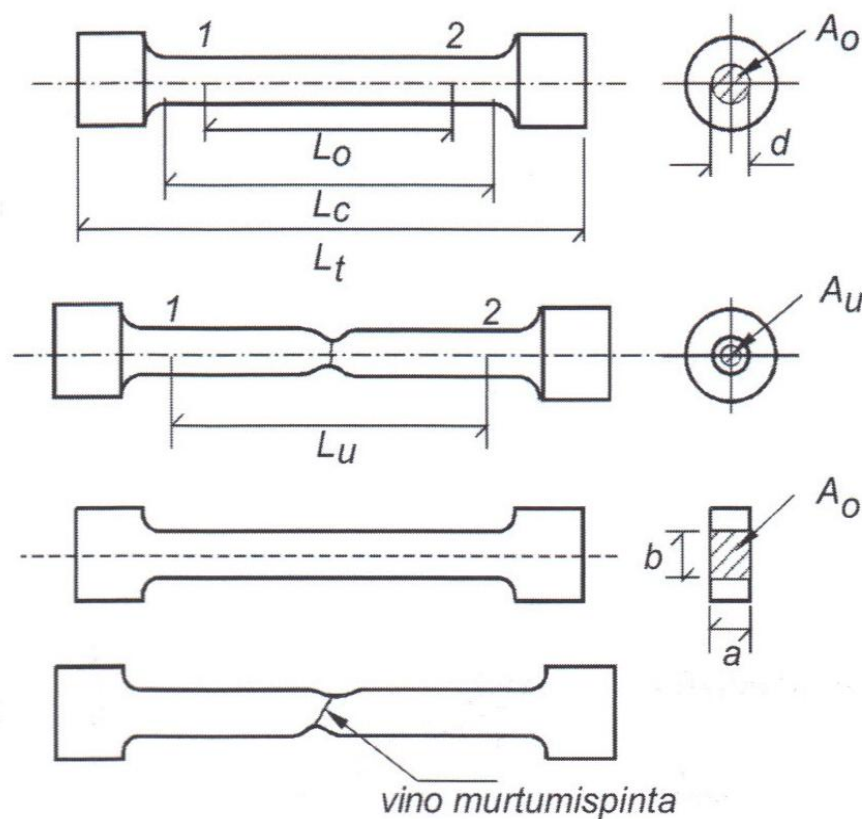
$$\sigma_{vrt} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2] + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}$$

Teräs on hyvä esimerkki plastisesta materiaalista. Teräkseen voidaan tehdä suuriakin muokkauksia sen rakenteen rikkoutumatta. Plastisuudella siis tarkoitetaan sitä, kuinka hyvin materiaaliin voidaan saada aikaan pysyviä muodonmuutoksia ilman, että sen rakenne rikkoutuu. (Aaltonen, Aromäki, Ihalainen & Sihvonon 2009, 360.) Teräksen venymäpiirroksessa (KUVIO 10) on kuvattu havainnollisesti, kuinka teräs käyttäytyy vetokokeessa. Vetokoe on standardin mukaan suoritettava koe, jossa tutkitaan jännityksen ja venymän välistä riippuvuutta. Siinä standardin mukaiseen koesauvaan kohdistetaan voima, jonka suuruutta lisätään, ja venymää sekä jännityksiä mitataan. (Karhunen ym. 1993, 18.)



KUVIO 10. Teräksen venymäpiirros (mukaillen Karhunen ym.1993, 19)

Teräksen venymäpiirroksessa näkyy selkeästi, kuinka plastinen materiaali käyttäytyy rasitettaessa sitä voimalla. Piirroksessa pystyakselilla on jännitys ja vaaka-akselilla venymä. Piirroksessa kuvattu jännitys on laskettu koko ajan käyttäen alkuperäistä kuroutumatonta pinta-alaa, joten se ei kuvaa todellista jännitystä kuroutuneella poikkipinnalla. Todellisuudessa jännitys on suurempi, ja kuviossa 10 onkin havainnollistettu todellista jännityskäyrää katkoviiivalla. Aluksi jännitys kasvaa jyrkästi suhteellisuusrajalle σ_p saakka, johon päättyy lineaarinen osa. Kimmorajalle σ_E saakka venymä on täysin palautuvaa, ja tätä kutsutaan kimmoisaksi alueeksi. Jos rasitusta jatketaan ja jännitystä kasvatetaan yli kimmorajan, alkaa sauvaan jäädä pysyviä muodonmuutoksia. Ylemmän myötörajan R_{eH} ja alemman myötörajan R_{eL} välissä on niin kutsuttu plastinen alue eli myötöalue. Myötöalueella venymä kasvaa, vaikka jännitys pysyy vakiona. Kun jännitystä vielä lisätään, saavutetaan jännityksen maksimiarvo, murtolujuus R_m . Venymän edelleen kasvaessa alkaa tapahtua kuroutuminen ja lopulta sauvan murtuminen. Venymä ei jakaudu tasan koko vetokoesauvan mittapituudelle, vaan se on suurimmillaan kuroutumisalueella. Kuviossa 11 on esimerkkejä vetokoesauvoista ja niiden kuroutumisesta.



KUVIO 11. Vetokoesauvoja (Kumar & Martikainen 2010, 2)

4.2 Ruuvit

Teräsrakenteissa liittämismenetelmät voidaan karkeasti jakaa neljään eri luokkaan. Nämä luokat ovat hitsaus, juotto, liimaus ja mekaaninen liittäminen. Mekaaninen liittäminen jaetaan edelleen kahteen pääryhmään: kiinnikeliitoksiin ja kiinnikkeettömiin liitoksiin. Kiinnikeliitoksiin kuuluvat ruuviliitos, naulaliitos ja niittiliitos. (Heinisuo & Saarinen 2010, 84.) Tämän työn suunnittelussa on käytetty ruuviliitoksia, joten perehdytään niihin hieman lisää. Kuviossa 12 näkyy erikokoisia kuusioruuveja.



KUVIO 12. Eräitä kuusioruuveja

Ruuvit luokitellaan eri lujuusluokkiin niiden kestävyysperusteella. Taulukossa 1 on esitetty eri lujuusluokat ja niiden myötörajat sekä vetomurtolujuudet. Suomessa yleisin koneenrakennuksessa käytetty ruuvityyppi on kuusioruuvi metrisellä kierteellä. Metristä kierrettä merkitään M-kirjaimella ja sen yhteydessä ilmoitetaan ruuvin halkaisija. Taulukossa 2 on listattu yleisimmät M-kierteiset ruuvit/mutterit ja niitä vastaavat avainvälit. Tässä työssä tarkasteltiin ruuviliitosten kestävyyttä Eurokoodi 3 -oppikirjan mukaan. Ruuvi-levyliitoksen mitoitusarvoksi otetaan pienempi ruuvin vetovoimatestävyys $F_{t,Rd}$ ja mutterin lävistymiskestävyys $B_{p,Rd}$. (Heinisuo ym. 2010, 96.) Näiden lisäksi kestävyys tarkastelussa laskettiin ruuvin suurin sallittu asennuskiristysvoima F_{sp} . Mitoitusarvoksi valittiin pienin näistä kolmesta arvosta.

TAULUKKO 1. Ruuvien lujuusluokat

Ruuvien lujuusluokka	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
f_{yb} (N/mm ²)	240	320	300	400	480	640	900
f_{ub} (N/mm ²)	400	400	500	500	600	800	1000

TAULUKKO 2. Joidenkin metrijärjestelmän ruuvien ja muttereiden avainvälit

ruuvi/mutteri	avainväli (mm)
M2	4
M2,5	5
M3	5,5
M4	7
M5	8
M6	10
M7	11
M8	13
M10	17
M12	19
M14	22
M16	24
M18	27
M20	30

5 NYKYISEN PURISTIMEN ONGELMAT

Nykyisen hydraulipuristimen pääongelmiksi eriteltiin paininlevyn suuri massa, ohjaintap-
pien rikkoutuminen ja hydraulisylinterin suuri koko.

5.1 Paininlevyn suuri massa

Yhtenä ongelmana on paininlevyn rakenteen suuri massa. Paininlevyjä on kaksi kappaletta, toinen puristettavan levyn etupuolella ja toinen takapuolella. Etupuolella olevaan paininlevyyn on kiinnitetty puristavan sylinterin korvake. Tämä painin on rakenteeltaan kotelo, jonka sisällä on kestävyyttä lisääviä ripoja. Painin on todella raskas, ja se rasittaa puristimen muuta rakennetta. Taulukosta 3 nähdään, että pelkkä painimen massa on 600 kg ja sylinterin korvakkeen massa 64 kg. Tämä on yksi osasy syy johteiden rikkoutumiseen ajan myötä.

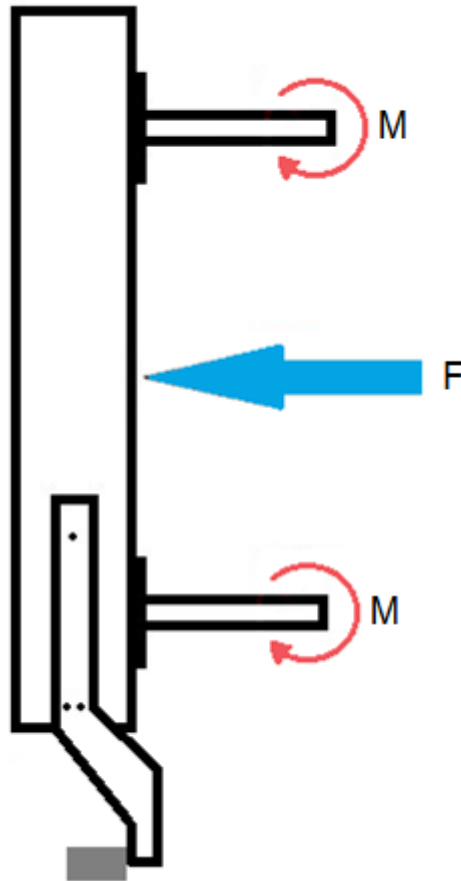
TAULUKKO 3. Excel-tilukko puristimen osista. (Boliden Kokkola Oy 2002)

Norcar-BSB			876050-1	PURISTIN KOKOONPANO		21.01.2002
Piirustus	Osa	Kpl	Kompon.	Nimi	Mitat	Paino
876050-1	001	1	876068-1	PURISTIN RUNKO		1900.0
876050-1	002	1	876071-1	PURISTIN PAININ		600.0
			869053-1			
876050-1	003	1	/876120-1	PURISTIN ALARUNKO		160.0
876050-1	004	1	869193-2	PURISTIN RUNKOKEHÄ		83.0
876050-1	005	4	876121-3	LATTARAUTA		
876050-1	006	4	869410-3	PURISTIN OHJAIN		10.0
876050-1	007	4	869409-3	PURISTIN OHJAUSHOLKKI		16.0
876050-1	008	2	869431-3	PURISTIN VÄLIPUTKI		15.0
876050-1	009	2	869432-3	PURISTIN LAIPPA		3.0
876050-1	010	2	869408-3	PURISTIN PERUSLAATTA		38.0
876050-1	011	1	869411-3	PURISTIN KORVAKE KOKOONPANO		64.0
876050-1	012	1	869430-3	PURISTIN SYLINTERIN TAPPI		61.0
876050-1	013	2	876066-3	PURISTIN VANTTIRUUVI		28.0
876050-1	014	1	869407-3	PURISTIN JOUSEN SÄÄTÖRUUVI		8.0
876050-1	015	1	331551	HYDRAULISYLINTERI	HDS 250/180-100-20135	1.0
876050-1	016	4	876119-2	JUOKSURULLA		
876050-1	017	1	231088	PURISTUSJOUSI	Ø97x12x43x360 OPEL KADET OPEL KADET	1.0

5.2 Ohjainten rikkoutuminen

Puristimen ohjaimet eli johteet ovat 50 mm halkaisijaltaan olevia metallitappeja, joiden pituus on 350 mm. Tappeja on 4 kpl, ja ne ovat kiinnitettyinä pulttiliitoksella etummaiseen paininlevyyn. Ohjaintapit liikkuvat runkoon kiinnitettyjen ohjainholkkien sisällä. Nämä tapit repeävät poikki hitsisauman kohdalta kahdesta syystä. Ensimmäinen syy on painimen ja siihen kiinnitettyjen osien massa. Nykyisessä puristimessa johteet joutuvat kannattelemaan kaiken kaikkiaan noin 1000 kg:n suuruista massaa. Tähän sisältyy painin (600 kg), korvake kokoonpano (64 kg), sylinterin tappi (61 kg), sylinteristä tähän päähän aiheutuva kuorma (200 kg) sekä itse ohjainten massa (40 kg).

Toinen merkittävä syy ohjainten rikkoutumiseen on rajoittimista aiheutuva vääntö. Rajoittimet sijaitsevat paininlevyn alapäässä, ja ne pysäyttävät painimen liikkeen anodilevyn pintaan. Sylinterin jatkaessa työntöä painin yrittää kallistua yläpäästä eteenpäin, ennen kuin laakeroitu runko lähtee liikkeelle vastakkaiseen suuntaan. Tämän vuoksi ohjaimiin kohdistuu vääntöä ja ne rasittuvat kuvion 13 mukaan. Kuviossa on sinisellä nuolella kuvattu sylinterin työntävää voimaa, harmaalla osalla rajoitinta sekä punaisilla nuolilla ohjaimiin kohdistuvaa vääntöä.



KUVIO 13. Rajoittimista aiheutuva vääntö

5.3 Hydraulisyylinterin suuri koko

Puristimessa on yksi suurikokoinen hydraulisyylinteri, jonka huoltaminen on hankalaa. Sylinterin vaihtaminen on työlästä sekä puristimen rungon nykyisen rakenteen että sylinterin suuren koon vuoksi. Sylinteri olisi helpointa irrottaa takakautta, mutta rungon nykyinen rakenne estää sen. Sylinteri on todella painava ja lisäksi erittäin suuri ulkomitoiltaan, ja tämä hankaloittaa sen nostamista pois paikaltaan. Mahdollisuuksia tämän ongelman ratkaisemiseksi käsitellään luvussa 6.1.2.

6 MUUTOKSET

Suunnittelussa lähdettiin liikkeelle tarkastelemalla ongelmien vakavuutta. Tarkoituksena oli rajata työ heti alussa niihin tärkeimpiin ongelmiin, jotka oli realistista käsitellä tässä opinnäytetyössä. Suurimmaksi ongelmaksi todettiin painimen massasta aiheutuva rakenteiden rikkoutuminen. Nykyiset ohjaintapit kannattelevat suurta massaa, ja niihin aiheutuu painimen toiminnasta myös vääntöä. Aluksi ongelmaa lähdettiin tarkastelemaan painimen rakenteen muutosten kannalta. Tässä käytettiin hyväksi Solidworks-3D-mallinnusohjelmaa ja sen FEM-laskentaa. Osa ruuvikiinnityksistä laskettiin käsin.

6.1 Rungon muutokset

Viimeisimmässä puristimen muutoksessa paininlevy on vahvistettu. Sitä on jäykistetty painimen rakenteen muutoksilla, kuten esimerkiksi lisäämällä ainevahvuuksia. Lisäksi painimeen kiinnitettävää sylinterin korvaketta on suurennettu ja vahvistettu. Näiden muutosten seurauksena etummaisen paininlevyn puristava pinta on siirtynyt 40 mm lähemmäksi anodilevyä ja poikittaiskuljetinta. Paininlevyt on täytynyt keskittää uudelleen, ja tämä on tehty lisäämällä laakeroidun ja kiinteän rungon väliin 20 mm terästä. Tällä on saatu keskitettyä paininlevyt takaisin oikeille paikoille ja puristin toimintakuntoon.

6.1.1 Rungon pidentäminen

Edellä mainittu toimenpide on aiheuttanut sen, että paininlevyjen välinen rako on kaventunut 40 mm alkuperäisestä välyksestä. Tästä aiheutuu ongelmia erittäin mutkaisilla levyillä, jotka heiluessaan eivät mahdu ongelmitta kulkemaan puristuspintojen väliin. Ongelman ratkaisemiseksi liitteessä 11 esitettyihin rungon osiin lisätään 40 mm lisää pituutta, jolloin aikaisemmin lisätyt 20 mm:n teräksen palat voidaan poistaa. Tällä saadaan jälleen keskitettyä puristin oikealle kohdalle, ja levyjen välinen rako kasvaa takaisin alkuperäiseen. Puristin joudutaan lähes kokonaisuudessaan uusimaan rungon vakavien korroosiovaurioiden

takia. Tämän vuoksi kyseinen muutos ei aiheuta ratkaisevia lisäkustannuksia, koska kyseisten rungon osien tilalle joudutaan joka tapauksessa valmistamaan uudet osat.

6.1.2 Hydraulisyylinteri

Erääksi ongelmaksi on todettu hydraulisyylinterin suuri koko. Sylinteri on todella painava ja lisäksi kooltaan suuri. Tämä aiheuttaa hankaluuksia sylinterin vaihdossa. Aluksi ongelmaa lähdettiin miettimään siltä kannalta, voitaisiinko sylinteri korvata useammalla pienemmällä sylinterillä. Tällä saataisiin ensinnäkin kevennettyä ja pienennettyä sylinteriä, mikä helpotaisi vaihtoa. Sen lisäksi siirrettävä voima jakaantuisi leveämmälle alueelle useamman kiinnityksen ansiosta. Tämä antaisi mahdollisuuden keventää paininlevyn rakennetta. Voiman jakautuessa tasaisemmin koko painimen pinnalle siihen syntyvät rasituksetkin pienenisivät.

Ratkaisua lähdettiin miettimään neljän sylinterin tapauksella. Nykyisessä sylinterissä on halkaisijaltaan 250 mm:n mäntä, ja käytössä on 150 baarin rajapaine. Tämä tarkoittaa, että suurin voima, mikä sylinteristä puristuksen aikana otetaan ulos, on seuraavan kaavan mukaan:

$$F = p \cdot A = 150\,000 \text{ pascal} \cdot \frac{\pi \cdot (0,25 \text{ m})^2}{4} = 736,3 \text{ kN}$$

Hydraulisen sylinterin toimintaperiaatteen mukaan ulos saatava voima on suoraan rajapaine kertaa työntävän männän pinta-ala. Eli jos siis halutaan jakaa voima useammalle sylinterille paineen pysyessä samana, täytyy vain jakaa kyseisen sylinterin männän pinta-ala halutulle määrälle sylintereitä. Tässä tapauksessa sylintereitä tulisi neljä kappaletta. Lasketaan ensin nykyisen sylinterin männän pinta-ala:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,25 \text{ m})^2}{4} = 0,0490874 \text{ m}^2$$

Kun tämä jaetaan neljällä, saadaan haluttujen neljän sylinterin mäntien pinta-alat:

$$A = \frac{0,0490874 \text{ m}}{4} = 0,0122719 \text{ m}$$

Tällä voidaan ratkaista mäntien halkaisijat pinta-alan yhtälöstä:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$\rightarrow d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0122719 \text{ m}}{\pi}} = 0,125 \text{ m}$$

Edellä suoritetuista laskuista huomataan, että käytettäessä neljää sylinteriä männän halkaisijaksi tulisi 125 mm. Tämä tarkoittaa, että korvattaessa yksi sylinteri neljällä sylinterin halkaisija pienenesi vasta puoleen alkuperäisestä. Sylinteri, joka on varustettu 125 mm:n männällä, ei ole vielä tarpeeksi kevyt ja helppo käsitellä, jotta muutos kannattaisi toteuttaa. Lisäksi kun otetaan huomioon neljän sylinterin vaatima tila ja niiden korvakkeiden sovitaminen paininlevyn pintaan, voidaan todeta, että kyseinen muutos ei ole järkevä toteuttaa.

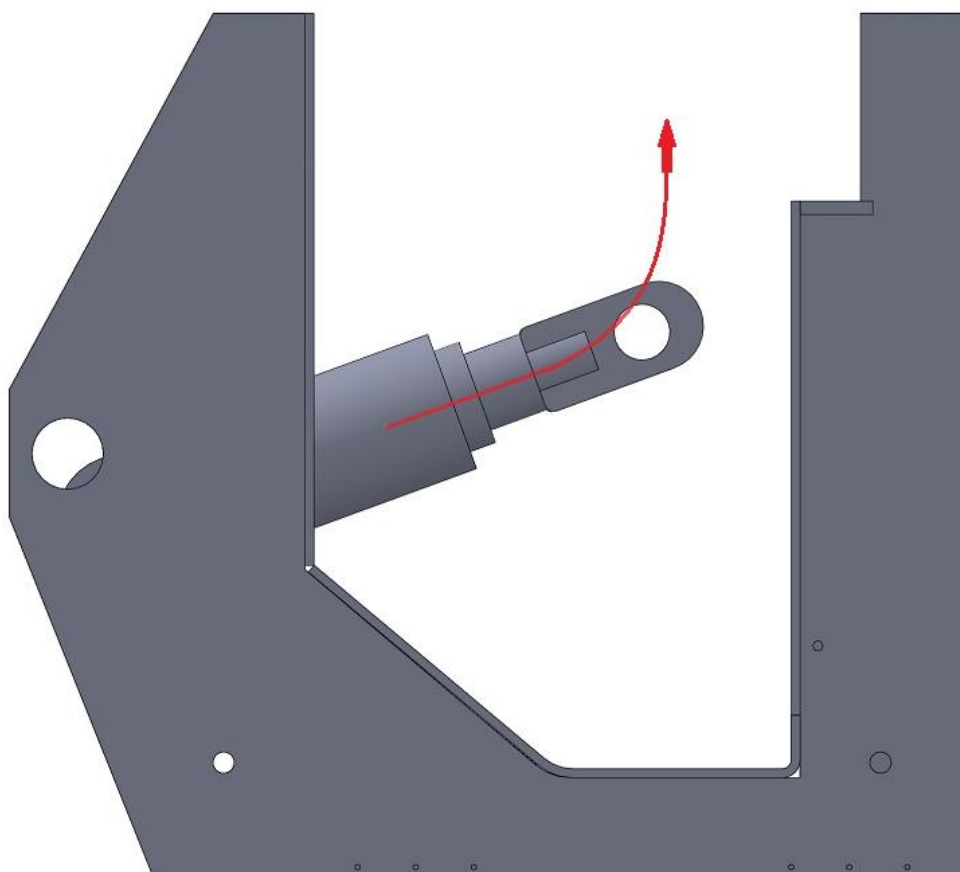
Jotta sylinteri voitaisiin korvata tarpeeksi pienillä useammilla sylintereillä, täytyisi painetta nostaa rajusti. Jos painetta nostettaisiin 200 baariin ja sylinteristä ulos otettava voima pidettäisiin samana 736,3 kN, voitaisiin männän halkaisijaa pienentää seuraavien laskujen mukaisesti:

$$F = p \cdot A$$

$$\rightarrow A = \frac{F}{p} = \frac{736,3 \text{ kN}}{200\,000 \text{ pascal}} = 0,0036815 \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0036815 \text{ m}^2}{\pi}} = 0,0685 \text{ m}$$

Kuviossa 15 on kuvattu periaatteellisesti se, kuinka sylinteri nostetaan pois paikoiltaan. Sylinteri taittuu juuri sopivasti avarretun reiän kautta puristimen keskiosan kohdalta ylöspäin. Nostossa voidaan käyttää apuna katossa olevaa radio-ohjattua hallinosturia ja muita nostoapuvälineitä.

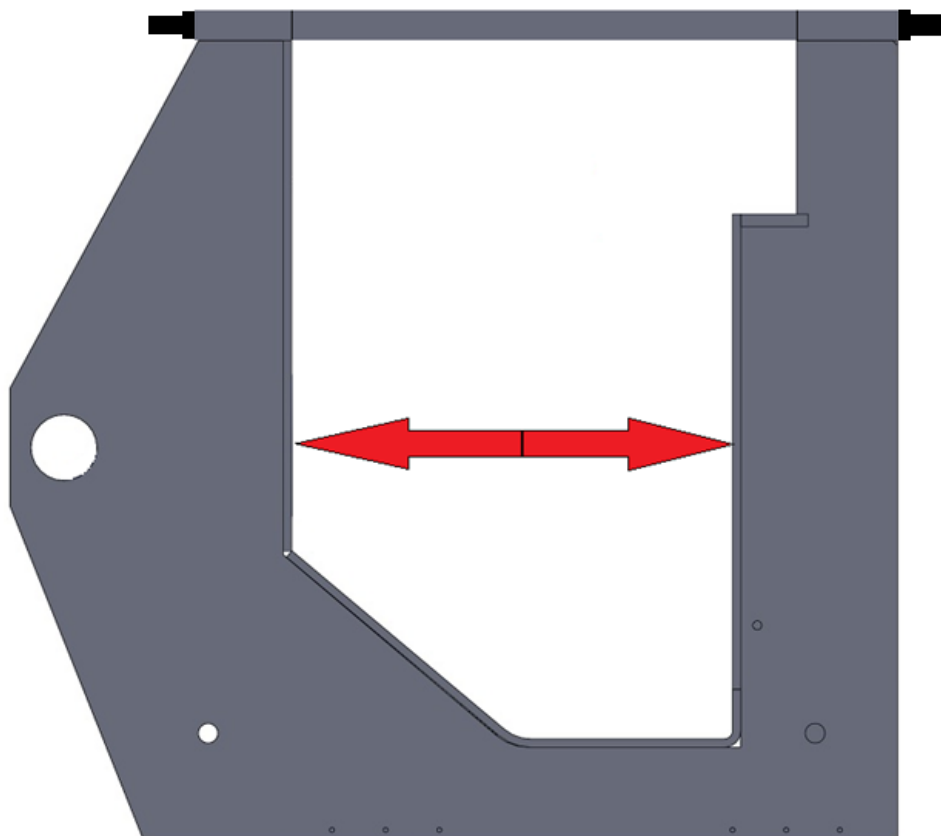


KUVIO 15. Sylinterin nostaminen pois paikaltaan

6.2 Kannatus rullakiskoille

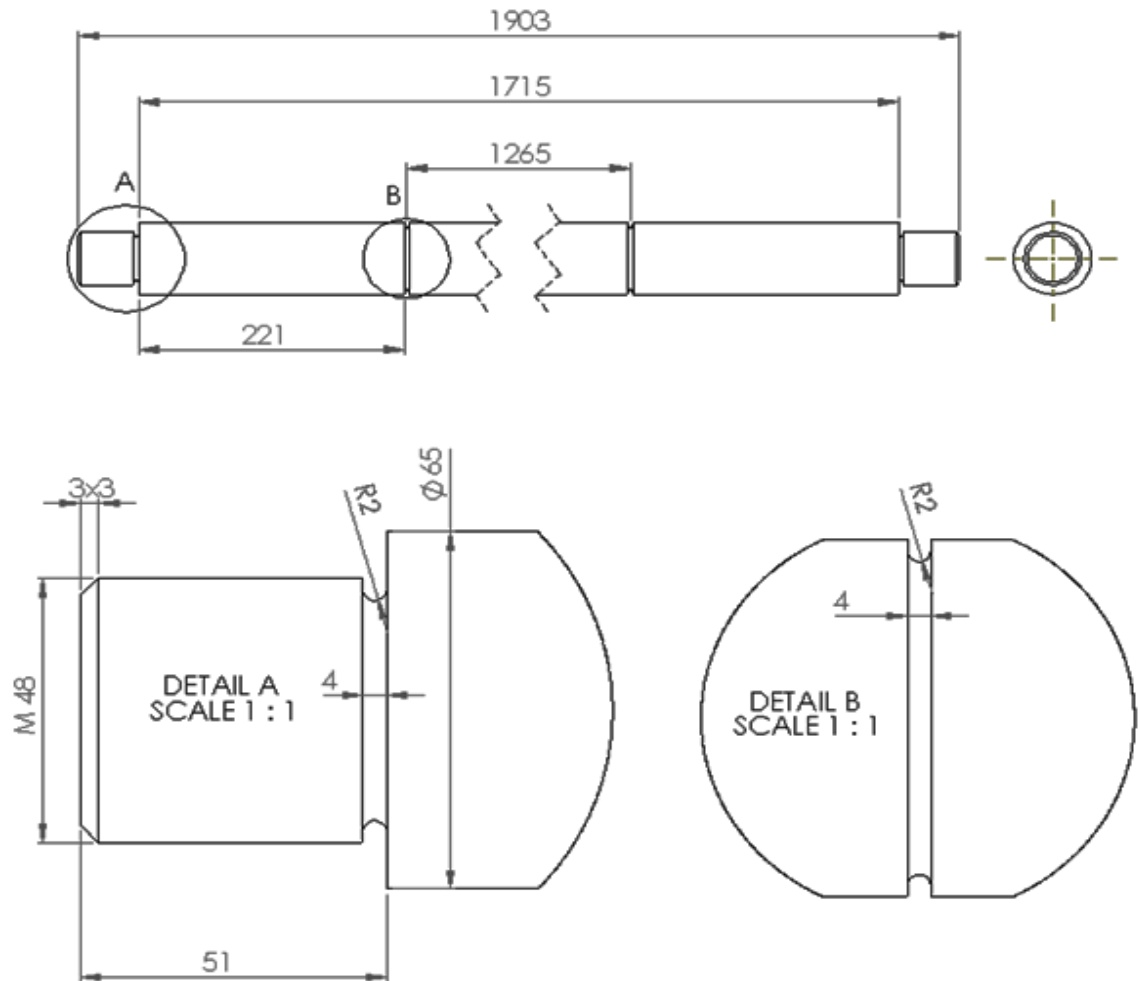
Suurimmaksi ongelmaksi nykyisessä puristimessa paljastui ohjaintappien rikkoutuminen. Ongelmaa lähdettiin tutkimaan siltä kannalta, että löydettäisiin mahdollisimman yksinkertainen ja kustannustehokas ratkaisu. Heti alussa lähdettiin kehittämään ideaa, jossa voitaisiin hyödyntää mahdollisimman paljon jo ennestään valmiina olevia osia. Puristinta tutkittaessa huomattiin, että yläosassa olevat rautaputket voitaisiin mahdollisesti korvata kiskoil-

la. Puristimen rungon yläosassa olevien rautaputkien sisällä on vanttiruuvit, joiden avulla runko pysyy koossa, niin ettei se puristuksen aikana pääse aukeamaan. Vanttiruuvi ottaa vastaan hydraulisylinterin työnnöstä aiheutuvan vedon. Periaate on esitetty kuviossa 16.



KUVIO 16. Rungon yläosan kiinnitys

Tämä vanttiruuvien ja rautaputken yhdistelmä korvataan pyöröteräksestä valmistetulla kiskolla. Materiaalina voidaan käyttää samaa terästä, jota on käytetty puristimen vieressä sijaitsevalla siirtoannostimella. Siirtoannostimessa on käytetty halkaisijaltaan 65 millimetriin sorvattuja pyöröterästankoja. Kyseiset terästangot soveltuvat pienillä muutoksilla erittäin hyvin puristimen yläosaan. Terästangot sorvataan koko pituudeltaan 65 millimetrin halkaisijaan ja päihin tehdään M48-kierteet muttereita varten. Sisäänpäin suuntautuvaa puristusta varten tankoihin tehdään kavennukset teräslevyille. Edellä mainitut on esitetty kuviossa 17.



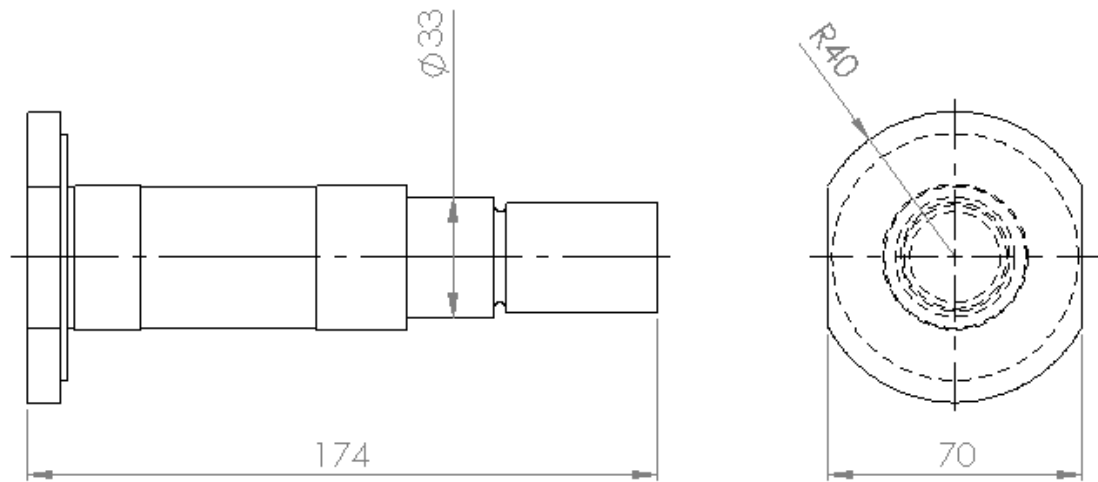
KUVIO 17. Kisko painimen kannatusta varten

Kyseisen pyöröteräksestä valmistetun kiskon kestävyyttä mallinnettiin Solidworks-3D-ohjelmalla. Ohjelmassa on FEM-laskentaan perustuva lisäosa, jolla tarkasteltiin kiskoon syntyviä jännityksiä sekä venymiä. Kuten luvussa 5.3 todettiin, ohjainten kannateltavaksi tuli nykyisessä puristimessa noin 1000 kg. Koska kiskoja tulee kaksi kappaletta, jää kokonaisuudesta puolet eli 500 kg yhden kiskon kannateltavaksi. Tarkastelut suoritettiin yksinkertaisuuden vuoksi yhdellä kiskolla ja kuormaksi määriteltiin 10 000 N. Tämä tehtiin sen takia, että kaikilla laskelmilla olisi noin kahden varmuusluku. Seuraavasta kaavasta nähdään, että 500 kg:n massa vastaisi suunnilleen 5 000 N:n kuormaa.

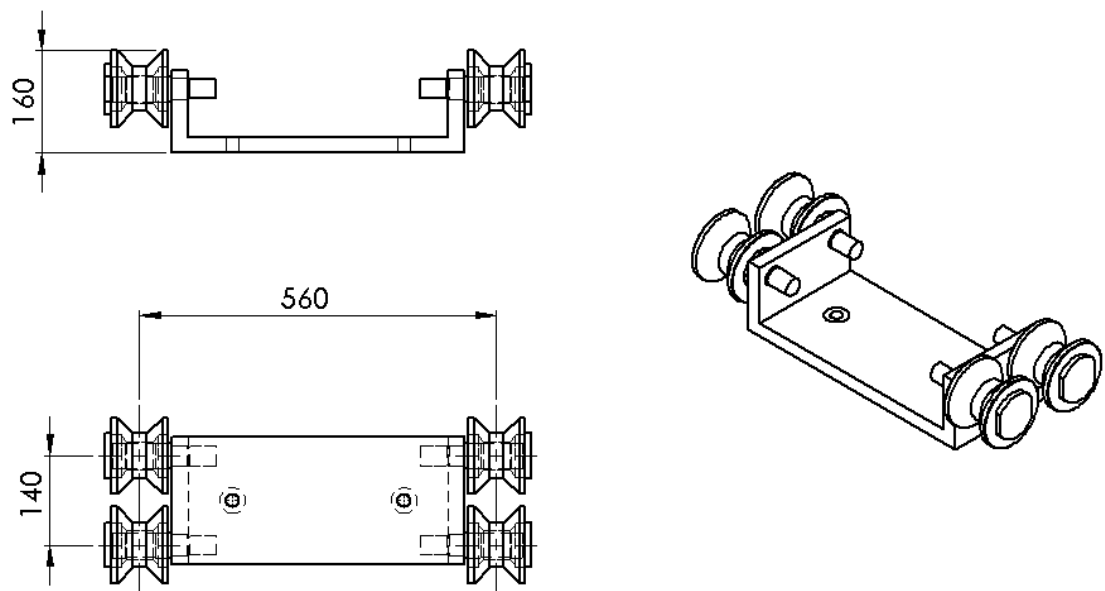
$$F = m \cdot g = 500 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 4905 \text{ N}$$

FEM-laskennassa käytetyt parametrit ovat taulukoituna liitteessä 1. Liitteessä 2 on esitetty värikuvien kiskoon syntyvät jännitykset. Jännitysten laskennassa tarkasteltiin Von Mises - yhdistelmäjännityksiä, jotka sopivat parhaiten kyseisen tapauksen tarkasteluun. Lisäksi tarkkailtiin siirtymiä, joita kiskoon syntyy lähinnä pystysuunnassa. Ohjelma näyttää maksimijännitykseksi 464,6 MPa, mutta tätä ei tarvitse ottaa huomioon. Maksimijännityksen kohta on kiskossa olevan ohennuksen reunalla, ja ohjelma laskee tällaiseen ohueen reunakohtaan usein suuria arvoja. Tämä johtuu siitä, että ohjelman kappaleeseen muodostama elementtiverkko on liian harva terävän kulman kohdalla. Suurimmaksi todelliseksi jännitykseksi jää noin 100 MPa. Lisäksi tarkasteltiin kiskoon syntyviä siirtymiä. Liitteestä 3 nähdään, että syntyvät siirtymät eivät ole kestävyyskannalta kriittisiä. Maksimisiirtymäksi kiskon pään ja kelkan välille muodostuu alle millimetri. Se tarkoittaa kiskon siirtymän olevan suurimmillaan $L/1715$, joka jää reilusti alle suurimman sallitun siirtymän. Lisäksi kelkan liikeradan ollessa noin 100 mm siirtymä jää tällä alueella alle 0,2 millimetriin.

Kiskoja päälle valmistetaan yksinkertainen kelkka, joka kulkee neljän laakeroidun rullan avulla. Kelkka on 25 mm vahvaa terästä, johon rullat ovat kiinnitettyinä tappien avulla. Liitteistä 7, 8 ja 9 nähdään kelkkaan syntyvät jännitykset sekä siirtymät. Kelkkaan syntyvät maksimijännitykset jäävät noin 60 MPa:n luokkaan. Materiaalivahvuus riittää, sillä maksimijännitys jää reilusti alle myötörajan, joka on 315 MPa. Siirtymätkin jäävät hyvin pieniin arvoihin pystysuuntaisen maksimisiirtymän ollessa 0,13 mm. Siirtoannostimen rullat käyvät tähän tarkoitukseen oikein hyvin. Niissä on käytetty voideltavia 6008-RS SKF - urakuulalaakereita, joiden kantavuus riittää hyvin kyseiseen tarkoitukseen. Laakeri sopii erinomaisesti pienille pyörimisnopeuksille ja vaativiin korroosio-olosuhteisiin. Kyseiset rullat voidaan käyttää sellaisinaan samoilla laakereilla. Ainoastaan tappeihin täytyy tehdä pieni muutos. Siirtoannostimen rullien tapeissa on epäkesko kiinnityskohta kiristysten takia. Tässä tapauksessa alkujaan 35 mm halkaisijaltaan olevan epäkeskon kiinnityskohdan sijaan tappi valmistetaan 33 mm:n halkaisijalla olevalla lineaarisella kiinnityskohdalla kuvion 18 mukaan. Kuviossa 19 on esitetty kelkan kokoonpano rullien ja tappien kanssa.



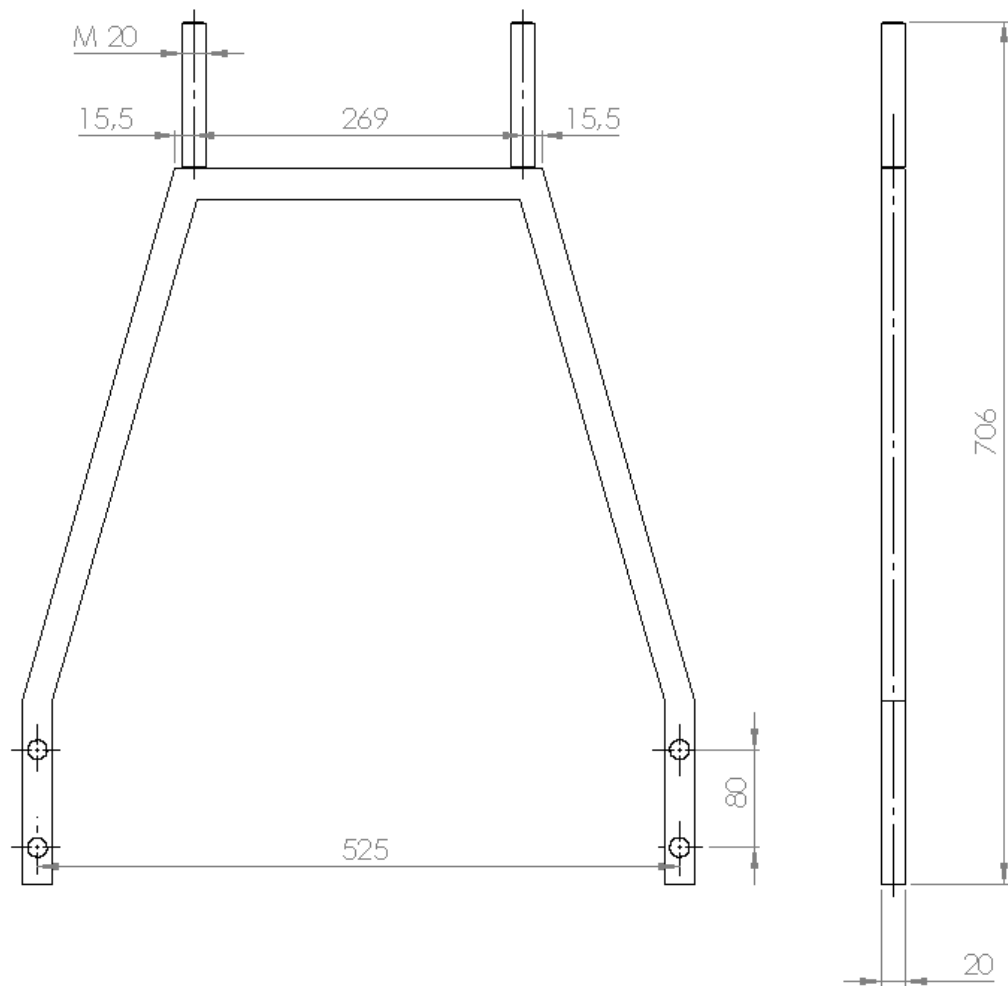
KUVIO 18. Laakeritappi



KUVIO 19. Kelkan kokoonpano

Itse paininlevyn kannatus kelkan varaan toteutetaan vetotangon avulla. Vetotanko kiinnitetään ruuviliitoksella paininlevyn takapintaan ja se kiritään kierretankojen avulla kelkkaan kiinni. Kuviossa 20 on esitetty vetotangon rakenne, ja siinä näkyy vetotangon yläosassa olevat kierretangot, joiden avulla kannatus voidaan säätää kelkalle. Vetotangon kestävyyttä mallinnettiin Solidworksin FEM-laskennalla ja liitteessä 4 on esitetty saadut tulokset. Kuormituksen suuruutena laskennassa käytettiin 20 000 N, kimmokertoimena 210 GPa,

poissonin vakiona 0,28, tiheytenä 7800 kg/m^3 sekä myötörajana 315 MPa. Tuloksista huomataan, että maksimijännitykseksi muodostuu jälleen erittäin korkea arvo 693,9 MPa. Tälläkin kertaa korkeimmat arvot voidaan jättää huomiotta, sillä niitä muodostuu vain kulmien kohdille liian harvan elementtiverkon takia. Todelliset maksimijännitykset jäävät noin 160 MPa:n arvoihin.



KUVIO 20. Vetotanko

Lisäksi tutkittiin vetotankoon syntyviä siirtymiä. Ohjelmalla tarkasteltiin erikseen pystysuuntaisia ja sivusuuntaisia siirtymiä. Pystysuunnassa kappaleeseen muodostuva maksimisiirtymä on ainoastaan 0,256 mm, tämä on esitetty liitteessä 5. Siirtymä ei ole merkittävä, sillä se on ainoastaan $L/2750$. Koska vetotangon alaosan liikkuminen sivusuunnassa on estetty ruuviliitoksella, keskiosa pyrkii taipumaan sisäänpäin kuormituksen alaisena. Tuloksista kuitenkin huomataan, ettei tämäkään siirtymä ole merkittävä, sillä molemmat pys-

tytangot siirtyvät ainoastaan 0,05 mm sisäänpäin. Liitteessä 6 on esitetty sivusuuntainen siirtymä.

Vetotanko asennetaan viemällä kierretangot läpi kelkan pohjassa olevista rei'istä. Sääto tapahtuu kiristämällä muttereita yläpuolelta, jonka jälkeen liitos lukitaan alapuolelta toisen mutterin avulla. Kierretankojen ja muttereiden kestävyyttä laskettaessa tarkasteltiin ruuvien vetokestävyyttä $F_{t,Rd}$ Eurokoodi 3 -oppikirjan mukaan. Taulukossa 4 on esitetty laskuissa käytetyt suureet ja niiden selitykset. Laskut suoritettiin seuraavien kaavojen mukaisesti:

$$F_{t,Rd} = \frac{k_2 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{\gamma_{M2}} = \frac{0,9 \cdot 800 \cdot 84,5}{1,25} = 48\,557 \text{ N}$$

TAULUKKO 4. Ruuvien vetokestävyyslaskemisessa käytetyt suureet

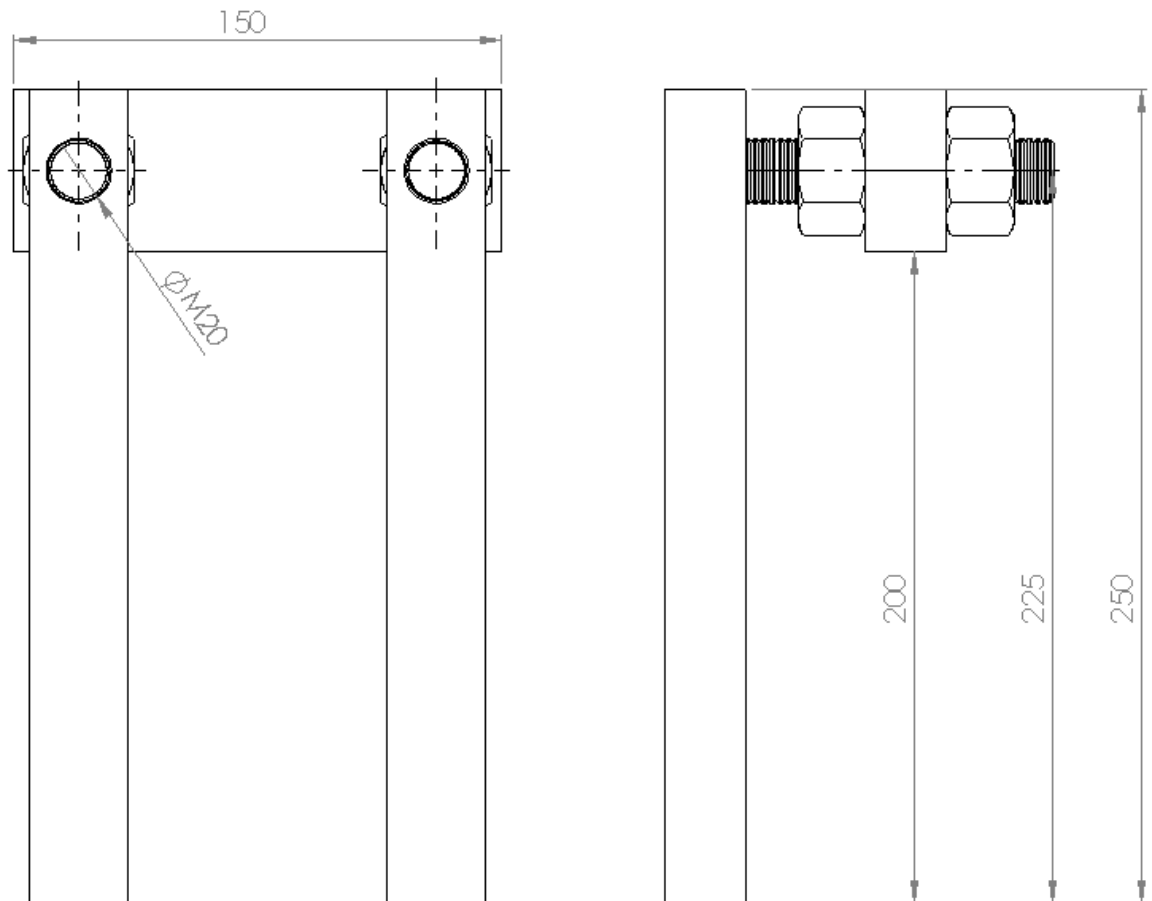
k_2	0,9		vakiokerroin
f_{ub}	800	N/mm ²	vetomurtolujuus
A_s	84,5	mm ²	jännityspinta-ala
γ_{M2}	0,125		osavarmuusluku

Edellä esitetyissä laskuissa on tarkasteltu M12-kierteen kestävyyttä. Tuloksista huomataan, että käytettäessä M12-kierretankoa ja mutteria suurimmaksi sallituksi kuormaksi muodostuu 48 557 N. Vetotanko täytyi mitoittaa kestäväksi 20 000 N:n kuormaa, josta 10 000 N molemmille kierretangoille. Tämä tarkoittaa, että M12:n kierreet kestävätkin kyseisen kuorman. Kyseiseen kohtaan valitaan kuitenkin suurempi M20-kierre, joka on parempi käytettävyyden kannalta. Kohteessa kierreet pääsevät helposti likaantumaan, ja tämän takia M20-mutteri on parempi valinta. Lisäksi kokoonpanosta saadaan jäykempi suuremman kierteen avulla.

6.3 Rajoitin

Toinen syy ohjainten rikkoutumiseen oli puutteellisista rajoittimista aiheutuva vääntö. Rajoittimet sijaitsevat vain painimen alapäässä, ja tämän takia painimen yläpää pyrkii kallistumaan puristuksen ensimmäisen vaiheen jälkeen. Lisätään yläpäähänkin rajoittimet, jol-

loin painin pysyy suorassa koko puristuksen ajan. Tehdään kuvion 21 mukaiset säädettävät rajoittimet, jolloin puristuksen ensimmäinen vaihe voidaan asettaa pysähtymään oikeaan kohtaan. Rajoittimet kiinnitetään poikittaiskuljettimen runkoon hitsaamalla. Tällä tavoin rajoittimet saadaan kiinnitettyä tukevasti kiinteään pohjaan kuviossa 22 esitetyllä tavalla.



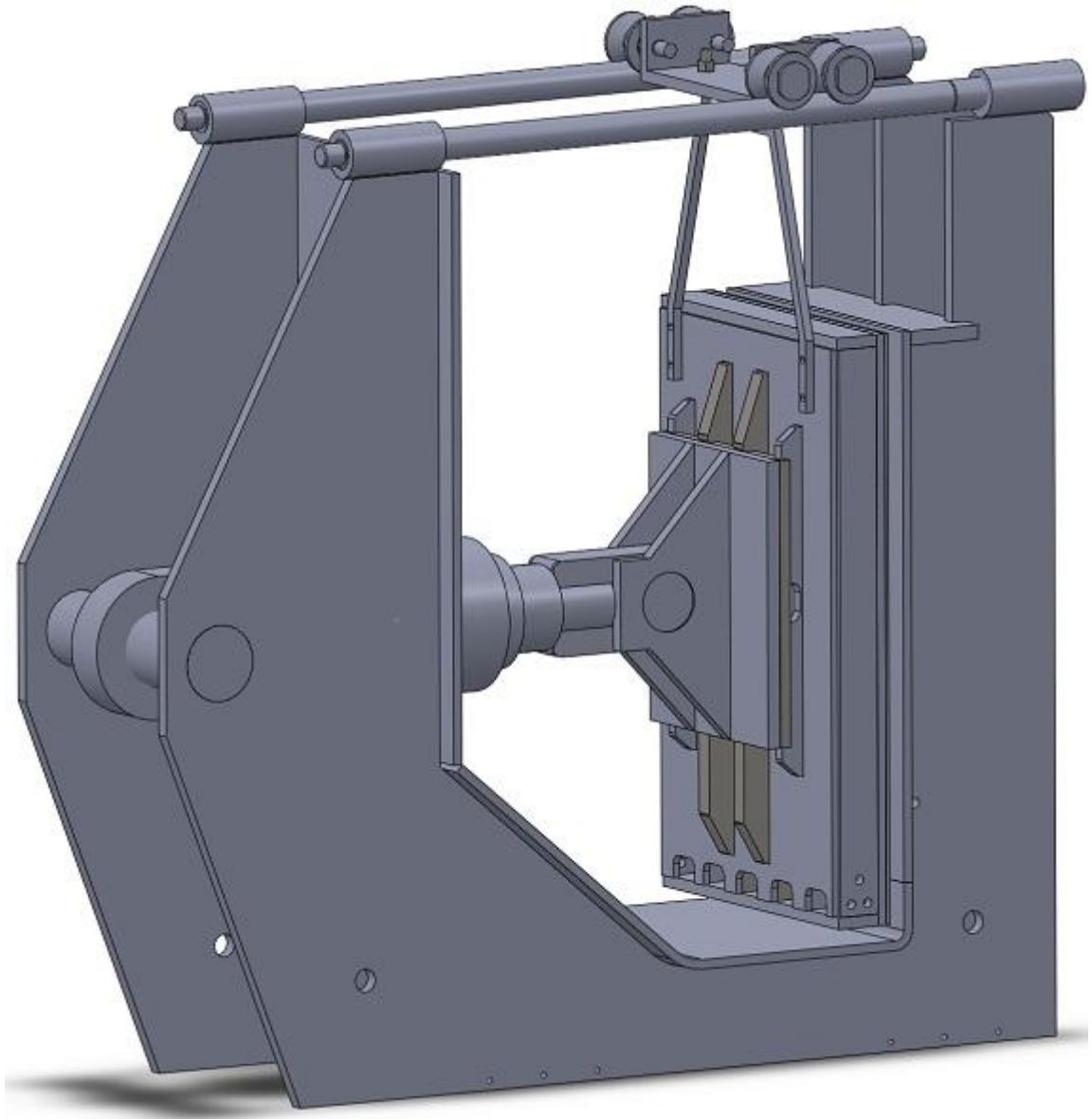
KUVIO 21. Rajoittimet



KUVIO 22. Yläpään rajoittimien sijoitus

6.4 Lopullinen kokoonpano

Kuviossa 23 on esitetty 3D-malli lopullisesta kokoonpanosta. Kuviossa näkyy puristimen yläosaan asennettavat kiskot, kelkka laakeroituine rullineen ja vetotanko kiinnityksineen. Kuvioon ei ole mallinnettu kaikkia puristimen osia, kuten esimerkiksi ohjausholkkien runkoa, mutta nämä tulevat olemaan myös uudessa kokoonpanossa. Kiskon ja rullakelkan kokoonpanopiirustus on esitetty liitteessä 10.



KUVIO 23. Lopullinen kokoonpano

6.5 Ohjausholkkien runko haponkestäväksi

Tutkittaessa puristimen toimintaa paikan päällä huomattiin, että ohjausholkkien runko on pahoin syöpynt. Todennäköisesti pesuveden ja epäpuhtauksien roiskeet osuvat juuri näille alueille, jolloin perusteräksen maalattu pinta ei riitä suojaamaan terästä syöpymiseltä. Painimen ohjaintapit liikkuvat ohjausholkkien sisällä, ja nämä ohjausholkit ovat kiinnitettyinä neliöputkipalkista valmistettuun runkoon. Runko valmistetaan jatkossa haponkestävästä AISI 316 -materiaalista, jolloin se ei pääse syöpymään epäpuhtauksien takia.

7 TULOKSET JA POHDINTA

Työ aloitettiin vuoden 2012 syyskuussa. Tällöin aikatauluksi määriteltiin hyvin vapaa suunnitelma, eikä sen kummempia tavoitepäivämääriä tarvinnut kirjata ylös. Tiedossa oli, että työssä käsiteltäviä suunnitelmia voitaisiin toteuttaa mahdollisesti vuoden 2013 alkukesästä. Työtä lähdettiin alun perin suorittamaan mallintamalla alkuperäistä puristinta 3D-mallinnuksella sekä tutkimalla siihen nykyisillä voimilla syntyviä rasituksia. Alkuvaiheessa ideoitiin sylinterin korvaamista useammalla ja kevyemmällä sylinterillä. Lisäksi pohdittiin ja tutkittiin mahdollisuuksia paininlevyn keventämiseen. Työtä tehtiin huomattavan paljon myös paikan päällä. Käytännön osuudet sisälsivät esimerkiksi sylinterin rajapaineen muuttamista ja puristettavaan levyyn syntyvien kuviointien tutkimista. Huomattiin, että nykyisin käytössä olevat paineet ja niillä saatavat voimat ovat optimaaliset. Niillä saadaan aikaan juuri oikeanlainen kuviointi puristettavan levyn jäykistämiseksi.

Vaikka sylinterin korvaaminen useammalla käytännöllisemmän kokoisella sylinterillä ei ollut järkevää, löydettiin sylinterin suuresta koosta aiheutuviin ongelmiin ratkaisu. Run-gossa olevaa sylinterin reikää suurennetaan, jolloin sylinteri mahtuu nousemaan paikaltaan helposti. Suurin muutos puristimeen tulee olemaan paininlevyn kannatuksen siirtäminen rullakiskoille. Tällä uudella kokoonpanolla saadaan paininlevystä ja siihen kiinnitetyistä komponenteista aiheutuva massa siirrettyä pois ohjaintapeilta, jolloin ne eivät rasitu. Lisäksi uudessa kokoonpanossa yläpäähän lisätään rajoittimet, jotka estävät paininlevyn kääntymisen puristuksen aikana. Tämä muutos poistaa ohjaintappeihin aiemmin kohdistuneen väännön, ja sitä kautta ne kestävät pidempään.

Suurin aika tässä työssä kului osien piirtämiseen ja mallintamiseen tietokoneella. Solid-works-ohjelma oli tähän tarkoitukseen erittäin hyvä, ja sillä saatiin havainnollisia tuloksia jännityksistä. Opinnäytetyössä tehtiin yhteensä yli 100 piirustusta ja osakuvaa, mutta niitä ei ollut järkevä ottaa tähän työhön liitteeksi, eikä niitä myöskään käsitellä millään tavoin raportoinnissa. Tähän työhön on liitetty kuvauksen kannalta oleelliset piirustukset ja täydelliset piirustukset osakuvineen toimitettiin Boliden Kokkola Oy:lle erikseen.

LÄHTEET

Aaltonen K, Aromäki M, Ihalainen E & Sihvonen P. 2009. Valmistustekniikka. 13. painos. Helsinki: University Press.

Boliden Kokkola Oy 2002. Excel-taulukko. Boliden Kokkola Oy.

Boliden Oy 2012. Www-dokumentti. Saatavissa: www.boliden.com/fi/About/. Luettu 11.3.2013.

Boliden Kokkola Oy 2012. Www-dokumentti. Saatavissa: <http://www.boliden.com/fi/Toimipaikat/Sulatot/Kokkola/>. Luettu 11.3.2013.

Boliden Kokkola Oy 2012a. Www-dokumentti. Saatavissa: <http://partner.boliden.com/www/bolidense.nsf/%28WebPagesByID%29/EB0BE64732BDBF1CC125720D0031658B?OpenDocument&CategoryNr=03>. Luettu 11.3.2013.

Boliden Kokkola Oy 2012b. Www-dokumentti. Saatavissa: <http://partner.boliden.com/www/bolidense.nsf/%28WebPagesByID%29/EB0BE64732BDBF1CC125720D0031658B?OpenDocument&CategoryNr=03>. Luettu 11.3.2013.

Boliden Kokkola Oy 2012c. Www-dokumentti. Saatavissa: <http://partner.boliden.com/www/bolidense.nsf/951b4d7cbfc58bc6c1256df80037d8f3/6a6d10da1982060ac125720d00328d36?OpenDocument>. Luettu 11.3.2013.

Heinisuo M & Saarinen E. 2010. Teräsrakenteiden suunnittelu ja mitoitus. Teräsrakeneyhdistys ry.

Hydoring 2013. Www-dokumentti. Saatavissa: http://www.hydoring.com/fin/tuotteet/sylinterit/hds_erikoissylinterit/. Luettu 1.4.2013.

Karhunen J, Lassila V, Pyy S, Ranta A, Räsänen S, Saikkonen M & Suosara E. 1993. Lujuusoppi. 6. , korjattu painos. Tekijät ja Oy Yliopistokustannus/Otatieto

Kumar R & Martikainen L. 2010. Teräsrakenteiden suunnittelu ja mitoitus. Teräsrakeneyhdistys ry.

Matti Lähteenmäki 2011. Www-dokumentti. Saatavissa: <http://home.tamk.fi/~mlahteen/>. Arkisto, lujuusoppi 1, luku 2. Luettu 1.4.2013.

LIITTEET

LIITE 1. Laskentaparametrit

LIITE 2. Kiskon jännitykset

LIITE 3. Kiskon siirtymä Y-suunnassa

LIITE 4. Vetotangon jännitykset

LIITE 5. Vetotangon siirtymä Y-suunnassa

LIITE 6. Vetotangon siirtymä X-suunnassa

LIITE 7. Kelkan jännitykset

LIITE 8. Kelkan siirtymä Y-suunnassa

LIITE 9. Kelkan siirtymä X-suunnassa

LIITE 10. Kannatuksen kokoonpano

LIITE 11. Rungon osien pidennykset

LASKENTAPARAMETRIT

Laatu	Arvo	Yksikkö
Kuorma	20 000	N
Kimmokerroin	210	GPa
Poissonin vakio	0,28	
Tiheys	7800	kg/m ³
Myötöraja	315 000 000	N/m ²

